

## PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11)Publication number : 11-324764

(43)Date of publication of application : 26.11.1999

(51)Int.Cl.

F02D 41/04

F02D 41/02

F02D 41/40

(21)Application number : 10-138463

(71)Applicant : MITSUBISHI AUTOMOB ENG CO LTD  
MITSUBISHI MOTORS CORP

(22)Date of filing : 20.05.1998

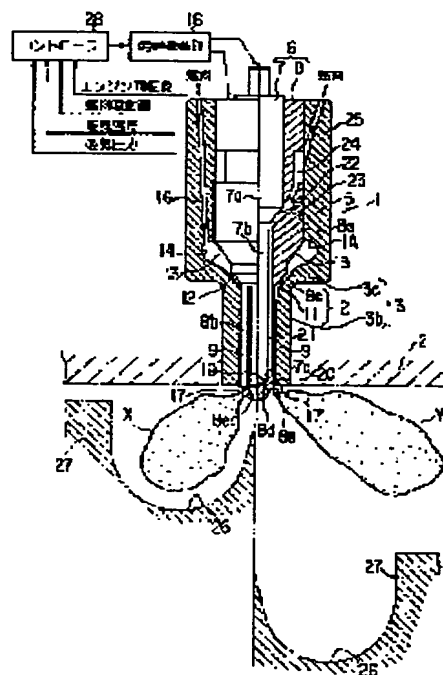
(72)Inventor : IWABUCHI YOSHINORI  
YOKOGAWA TOSHITAKA  
SHOJI TAKESHI  
TAKEDA YOSHIHISA

## (54) DIESEL ENGINE

## (57)Abstract:

**PROBLEM TO BE SOLVED:** To provide a diesel engine that is capable of sufficiently exerting both effects of premix compression-ignition combustion and diesel combustion.

**SOLUTION:** This diesel engine is designed to inject fuel from its fuel injection nozzle 1, at early timing or from the initial stage of a suction stroke to the middle stage of a compression stroke during its low- or middle-load state so as to exert the effect of premix compression-ignition combustion sufficiently, as well as at normal timing or near the top dead center of a compression stroke during its high-load state so as to exert the effect of diesel combustion sufficiently. In this manner, the low- or middle-load state experiences only premix compression-ignition combustion for reduced NOx and black-smoke combustion, and the high-load state experiences only normal diesel combustion for securing a high output.



## LEGAL STATUS

[Date of request for examination]

16.05.2003

[Date of sending the examiner's decision of rejection]

[Kind of final disposal of application other than the examiner's decision of rejection or application converted registration]

[Date of final disposal for application]

[Patent number]

[Date of registration]

[Number of appeal against examiner's decision of rejection]

[Date of requesting appeal against examiner's decision of rejection]

[Date of extinction of right]

**\* NOTICES \***

JPO and NCIPi are not responsible for any damages caused by the use of this translation.

- 1.This document has been translated by computer. So the translation may not reflect the original precisely.
- 2.\*\*\* shows the word which can not be translated.
- 3.In the drawings, any words are not translated.

**CLAIMS**

[Claim(s)]

[Claim 1] It is the diesel power plant which changes to said early injection at the early injection which injects a fuel from the early stages of a charging stroke before the middle of a compression stroke, the fuel-injection section which injects a fuel near the top dead center of a compression stroke, and which can usually be injected, and the time of low and an inside load, and is characterized by providing said change means usually changed to injection at the time of a heavy load.

[Claim 2] It is the diesel power plant according to claim 1 characterized by usually performing the change to injection into 1 cycle with said early injection via said early injection and said multistage injection which usually performs both sides with injection.

[Claim 3] It is the diesel power plant according to claim 1 characterized by said thing [ that the change to injection is usually performed according to the engine average excess air factor in a cylinder ] with said early injection.

[Translation done.]

## \* NOTICES \*

JPO and NCIP are not responsible for any damages caused by the use of this translation.

1.This document has been translated by computer. So the translation may not reflect the original precisely.

2.\*\*\* shows the word which can not be translated.

3.In the drawings, any words are not translated.

## DETAILED DESCRIPTION

[Detailed Description of the Invention]

[0001]

[Field of the Invention] This invention relates to the diesel power plant which adopted the premixing compression ignition method.

[0002]

[Description of the Prior Art] By the diesel power plant, a fuel (gas oil) is made to inject near the top dead center of a compression stroke, and diesel combustion of burning this fuel in the heat of compression is usually performed. Since this diesel combustion has quite short time amount until a fuel burns, NO<sub>x</sub> and a black smoke tend to generate it. [ many ]

[0003] In order to reduce such NO<sub>x</sub> and a black smoke, it has turned out that mixed gas is rarefied and should just carry out Lean combustion. Then, the diesel power plant which adopted the premixing compression ignition method in recent years has been proposed in order to realize this lean combustion.

[0004] The premixing compression ignition method of this engine injects a fuel in a cylinder at an early stage, and mixes a fuel with the air in a cylinder over many hours, and after it makes the whole inside of a cylinder a uniform lean mixture, it is going to burn it. Premixing compression ignition combustion specifically injects a fuel in a cylinder in early stages of a compression stroke. The place which is that to which evaporation mixing of this fuel tends to be carried out by the compression stroke, and autohesion fire of the fuel premixed air tends to be carried out by the end of this compression stroke premixing compression ignition combustion Since it is the combustion which begins to secure a uniform lean mixture and is materialized, it can carry out, only when the excess air factor  $\lambda$  in a cylinder is operation of the limited engine load called operation, i.e., low and an inside load, when big.

[0005] Then, the diesel power plant which adopted two-step injection as this cure is proposed (publication-number No. 158810 [ nine to ] official report). This is the engine operation whole region, and in early stages of a charging stroke, inject a fuel once, form a lean mixture, call [ call preliminary injection, ] it the main injection near the top dead center (near) of the continuing compression stroke, a fuel is made to inject again, and low loading, an inside load, or a heavy load enables operation in which a lean mixture is formed.

[0006]

[Problem(s) to be Solved by the Invention] However, since it burns near theoretical air fuel ratio from high concentration as stated previously, the fuel injected near the top dead center is surely accompanied by increase of NO<sub>x</sub> and a black smoke. For this reason, the main injection performed near the top dead center will spoil low NO<sub>x</sub> demonstrated with the advantage of premixing compression ignition combustion, i.e., low and an inside load, and the combustion excellent in the low black smoke in case of the diesel power plant of the above-mentioned two-step injection type. And since formation of the lean mixture by preliminary injection also brought a result which spoils the advantage of diesel combustion conversely, at the time of a heavy load, high power could not secure it easily, and it was not able to say it as a good thing in respect of any of the exhaust gas engine performance and output characteristics. The improvement of such a point is called for.

[0007] This invention was made paying attention to the above-mentioned situation, and the place made into the purpose is to offer the diesel power plant which the both sides of the effectiveness of premixing compression ignition combustion and the effectiveness of diesel combustion can fully demonstrate.

[0008]

[Means for Solving the Problem] The DIZERU engine indicated to claim 1 in order to attain the above-mentioned purpose At the time of low and an inside load, early injection which injects a fuel from the early stages of a charging stroke before the middle of a compression stroke is performed. At the time of a heavy load Usual injection which injects a fuel near the top dead center of a compression stroke is performed. In the time of low and an inside load Only premixing compression ignition combustion which brings about low NOx and low black-smoke combustion is performed, only diesel combustion from which a high output is secured in the time of a heavy load is performed, and it is in the effectiveness of premixing compression ignition combustion and the effectiveness of diesel combustion fully having been demonstrated.

[0009] A diesel power plant according to claim 2 is to have been made to carry out via the multistage injection which performs the change to injection with early injection, and usually performs both sides with injection with early injection into 1 cycle so that premixing compression ignition combustion and diesel combustion may be changed further smoothly.

[0010] A diesel power plant according to claim 3 is still easier control, and it is to usually have been made to perform the change to injection with early injection according to the engine average excess air factor in a cylinder so that the change to injection may usually be performed with early injection.

[0011]

[Embodiment of the Invention] Hereafter, this invention is explained based on 1 operation gestalt shown in drawing 1 thru/or drawing 4 . Drawing 1 shows the circumference of the fuel injection nozzle of the diesel power plant which applied this invention, and one in drawing is the spraying nozzle (equivalent to the fuel-injection section of this application) with which the cylinder head 2 was equipped.

[0012] The adjustable spraying nozzle which can spray a fuel (gas oil) is used for this spraying nozzle 1 by two kinds, such as a spraying pattern suitable for early injection, and a spraying pattern which usually fitted injection, of different spraying patterns.

[0013] If the structure of this spraying nozzle 1 is explained, three in drawing will be a nozzle body. A nozzle body 3 has major diameter cylinder part 3a to the up side, and is cylinder part 3b [ minor diameter / the bottom ]. It has had and formed. And the minor diameter lower limit section of cylinder part 3b has faced in the cylinder from the inferior surface of tongue of the cylinder head 2.

[0014] The needle-valve section 6 which combined the needle valve of two kinds of size concentrically is stored in the needle-valve room 5 currently formed in the space in this nozzle body 3 for the vertical direction, enabling free sliding. The structure which combined the needlelike inside needle valve 7 and the outside needle valve 8 of the shape of a cylinder like object with base fitted in the peripheral face of this inside needle valve 7 free [ sliding ] is used for this needle-valve section 6.

[0015] Specifically, the outside needle valve 8 is major diameter cylinder part 3a. Major-diameter shank 8a settled inside and minor diameter cylinder part 3b The cylinder-like-object-with-base configuration in which it has minor diameter shank 8b settled inside, conical-surface 8c was formed in the boundary section with both the shanks 8a and 8b, and the point was formed in the shape of a semi-sphere is made. Moreover, two or more nozzle holes, for example, six nozzle hole 8e, are formed in the hoop direction at the predetermined spacing at the base side of 8d of hemispherical sections. And 8d of this hemispherical section has projected from the lower limit of minor diameter cylinder part 3b. In addition, the outer diameter of the straight-line part of minor diameter shank 8b is made larger than the outer diameter of 8d of hemispherical sections. Moreover, the slot 9 of the shape of a slit prolonged in shaft orientations at the peripheral face which forms the straight-line part of minor diameter shank 8b corresponding to the nozzle hole location of the 8d of the above-mentioned hemispherical sections, respectively is formed in along a hoop direction in parallel. Each slot 9 upper-limit section is prolonged to conical-surface 8c. And the sheet [ section / of each slot 9 / upper limit ] section using conical-surface 8c, Namely, the outside sheet section 12 constituted combining the sealing surface 11 which attaches and detaches conical-surface 8c and this, the oil sump section 14 formed in the inside of major diameter cylinder part 3a so that the pressure receiving side 13 currently formed in right above [ of it ] might be surrounded, and the path 16 formed in the peripheral wall of still major diameter cylinder part 3a are minded. It is open for free passage with the fuel feeding section (not shown). moreover, tip (lower limit) of minor diameter lower limit section [ of each slot 9 ] (point) cylinder part 3b from — in a cylinder, opening is carried out and the nozzle hole 17 is formed. And it connects with the valve-opening device section 18 (for example, device made to open using fuel pressure) to which open closing (vertical movement) of this outside needle valve 8 is carried out, and the outside needle valve 8 enables it to have injected the fuel from the nozzle hole 17 of a cylinder part end face by valve

opening of the outside needle valve 8 performed in this device section 18.

[0016] The inside needle valve 7 is making the shape of a needle with thick spindle 7a settled in major-diameter shank 8a, and thin axis part 7b settled in minor diameter shank 8b. Conical-surface 7c which cooperates with the conic sealing surface 19 currently formed in the inside part of minor diameter shank 8b of the nozzle hole 17 upstream in the point (lower limit) of thin axis part 7b is formed, and the inside sheet section 20 is constituted in a part for the said division. And this inside sheet section 20 So that the path 21 currently formed between the peripheral face of thin axis part 7b and the peripheral face of minor diameter shank 8b and the pressure receiving section 22 currently formed in right above [ of the path edge ] may be surrounded It is open for free passage with the above-mentioned fuel feeding section (not shown) through the circular sulcus 24 for junction currently formed in the peripheral face of the oil sump section 23 formed in the inside of major-diameter shank 8a, and major-diameter shank 8a, and the path 25 formed in the peripheral wall of still major diameter cylinder part 3a. And it connects with the above-mentioned valve-opening device section 18, and the inside needle valve 7 also enables it to have injected the fuel from nozzle hole 8e at the tip of the outside needle valve 8 by valve opening of the inside needle valve 7 performed in this device section 18.

[0017] And it is X in drawing 1 by the fuel injected from each nozzle hole 8e to a longitudinal direction. It is made to be sprayed in the fuel good into the cavity 26 (part which forms a combustion chamber) on the top face of a piston arrived at near the top dead center of a compression stroke so that it might be shown. That is, injection suitable for the usual diesel combustion is performed (it usually injects). Moreover, the between from the early stages of a charging stroke to the middle of a compression stroke is used by collision injection of making the fuel injected from each nozzle hole 17 by the fuel injected from each nozzle hole 8e to a longitudinal direction down collide, and it is Y in drawing 1 . It has been made to be carried out in spraying of the fuel suitable for premixing compression ignition combustion as shown (early injection). When a down injection style is made to collide in the style of [ lateral ] injection, a fuel does not adhere to the inferior surface of tongue of a cylinder block 2, and it is the low accomplishment force, and while detailed-ization of a fuel is promoted, specifically, spraying comes to be performed with the optimal angle of spray which goes to the cavity 26 of the piston 27 at the point distant from the top dead center.

[0018] It enables it for two kinds of spraying patterns which have mist generating characteristics different, respectively by the spraying nozzle 1 of one adjustable type by this to have performed the optimal early injection for premixing compression ignition combustion, and the optimal usual injection for diesel combustion the optimal.

[0019] Moreover, a controller 28 (for example, it consists of a microcomputer) is connected to the valve-opening device section 18 of a spraying nozzle 1, and the valve-opening device section 18 is controlled, early injection is performed at the time of low and an inside load (except for the time of low-temperature starting), and it has usually been made to be carried out in injection by this controller 28 at the time of a heavy load. The control usually changed to the change to injection using the average excess air factor in a cylinder of a diesel power plant with this early injection is adopted. concrete -- a controller 28 -- for example, the rotational frequency of a diesel power plant -- the same -- fuel oil consumption and the fuel for similarly changing a spraying pattern in an intake-air temperature, the function which similarly computes the average excess air factor in a cylinder from a MAP, and low and an engine inside load region and an engine heavy load region -- the injection pattern change setting lambda value defined from the excess-air-factor value in consideration of description etc. and the function which amend this setting lambda value by the EGR rate of a diesel power plant are set up. Moreover, by contrast with the amended injection pattern change setting lambda value and the computed average excess air factor in a cylinder, at the time of low and an inside load, it changes to injection of early timing, for example, the injection in the middle of a compression stroke, (early injection), and the function which is injection only near the top dead center of a compression stroke and which is usually changed to injection is set to the controller 28 at the time of a heavy load. Thereby, premixing compression ignition combustion is performed in low and an inside load, and the usual diesel combustion is made to be performed in a heavy load. Moreover, the function to change after going via the multistage injection which used the both sides of for example, the above-mentioned early injection and the above-mentioned usual injection into 1 cycle is set to the controller 28 in the case of the change to the early injection at the time of low and an inside load, and the usual injection at the time of a heavy load. After making the multistage combustion from which any [ to the premixing compression ignition combustion from diesel combustion ] combustion serves as a cushion intervene from premixing compression ignition combustion to diesel combustion by this function, it is made to

make it have shifted.

[0020] Such early injection / control usually changed to injection is shown in the flow chart of drawing 2. Below, the change of an injection pattern is explained based on this flow chart.

[0021] During operation of a diesel power plant, an engine speed, fuel oil consumption, an intake-air temperature, and a MAP are read, and a controller 28 computes the average excess air factor in a cylinder using these detection value at continuing step S2, as shown in step S1.

[0022] on the other hand — step S3 — beforehand — a fuel — the average excess-air-factor lambda value in a cylinder for changing the injection pattern set up from description etc. — the injection pattern change set points alpha and beta are specifically read, and these set points alpha and beta are amended by the EGR rate of a current engine.

[0023] It is the threshold as which the set point alpha specifies the boundary of engine low and inside load, and a heavy load here, and the set point beta is a threshold which specifies the field of the multistage injection which switches combustion smoothly, it is continuing step S4 and 5, and these thresholds alpha and beta and the average excess air factor lambda in a cylinder by which the point was computed are contrasted.

[0024] And when the computed average excess air factor lambda in a cylinder be higher than a threshold alpha as a result of contrasting the average excess air factor lambda in a cylinder, and thresholds alpha and beta, and a diesel power plant be judge to be low and an inside load, the both sides of the inside needle valve 7 and the outside needle valve 8 be make to open in the middle of a compression stroke, as a controller 28 progress to step S6 from step S4, and the valve opening device section 18 be control, for example, it be show in drawing 3 (a). Thereby, a fuel is injected into a cylinder, collision injection and the fuel specifically injected from each nozzle holes 8e and 17 colliding mutually from the point of a spraying nozzle 1, and forming the optimal spraying pattern for premixing compression ignition combustion.

[0025] Combustion to which only early injection is carried out at the time of low and an inside load, evaporation mixing of premixing compression ignition combustion, i.e., the fuel, is carried out by the compression stroke by this, and autohesion fire of the fuel premixed air is carried out by the end of this compression stroke is performed.

[0026] Then, when the computed average excess air factor lambda in a cylinder becomes low and a diesel power plant is judged to be a heavy load, a controller 28 is drawing 3 (b). After making a multistage combustion zone as shown intervene, it is drawing 3 (c). It changes to the usual diesel combustion as shown.

[0027] That is, when judged with a heavy load by the controller 28, the both sides of the inside needle valve 7 and the outside needle valve 8 are opened in the middle of a charging stroke, and only the inside needle valve 7 is made to open near the top dead center of the continuing compression stroke, as it progresses to step S7 from step S 5, the valve-opening device section 18 is controlled and it is shown in drawing 3 (b). Thereby, a fuel is usually injected by injection with early injection (collision injection) multistage (inside of 1 cycle).

[0028] Thereby, a multistage combustion is performed. And when the set point beta in which the average excess air factor lambda in a cylinder usually shifts to combustion is exceeded, a controller 28 progresses to step S 8, and is drawing 3 (c). It usually only injects so that it may be shown (only the inside needle valve 7 is opened near the top dead center of a compression stroke). Thereby, it changes to diesel combustion and diesel combustion continues between heavy loads.

[0029] In addition, in case it changes from a heavy load to low and an inside load, after multistage injection intervenes on the way similarly (multistage combustion), it moves to premixing compression ignition combustion. Thus, from changing to early injection at the time of low and an inside load, and usually changing to injection at the time of a heavy load, at the time of low and an inside load, low NOx by premixing compression ignition combustion and low black-smoke combustion are realized, and the output reservation by diesel combustion comes to be realized at the time of a heavy load. As shown in the continuous line in drawing 4, according to the experiment, in low and the inside load region of a diesel power plant It is checked that generation of NOx was markedly alike and was controlled as a proof of premixing compression ignition combustion fully having been demonstrated and that generating of smoke eliminating (black smoke) was markedly alike, and has been controlled. in a heavy load region It was admitted that the high output same as a proof of diesel combustion fully having been demonstrated as the time of the conventional diesel combustion was secured. Furthermore, it was also admitted by the multistage combustion at the time of a change that the change which suppressed aggravation of low NOx and low black-smoke combustion was performed.

[0030] So, the effectiveness of premixing compression ignition combustion and the effectiveness of diesel combustion can fully be demonstrated. Consequently, the diesel power plant excellent in the both sides of an exhaust gas property and output characteristics can be offered. Since it carried out adjustable [ of the spraying pattern of usually injection ] with early injection, the outstanding exhaust gas property and output characteristics are realizable further, so that the mist generating characteristics required in especially premixing compression ignition combustion and the mist generating characteristics required in diesel combustion may be obtained.

[0031] And since the change to premixing compression ignition combustion and the usual diesel combustion is performed via the multistage combustion zone by the multistage injection which is the middle of both combustion, it can perform a smooth change. Since the multistage combustion zone moreover includes lean combustion, aggravation of NOx and a black smoke ends at its minimum.

[0032] In addition, since it was made to perform this change according to the average excess air factor in a cylinder of a diesel power plant, it is easy control. In addition, although the early injection which injects a fuel in the middle of the middle of a compression stroke or a charging stroke was mentioned as the example with 1 operation gestalt, not only this but early injection is performed from the early stages of a charging stroke before the middle of a compression stroke, and \*\* is good.

[0033] Moreover, although mist generating characteristics were changed by mixed compression ignition combustion and the usual diesel combustion using one adjustable spraying nozzle, you may make it change mist generating characteristics with 1 operation gestalt not only using this but using two or more spraying nozzles. Moreover, with 1 operation gestalt, although applied to the engine which makes a fuel inject directly in the cylinder, other than this, you may apply to the engine which injects a fuel to an inlet pipe.

[0034]

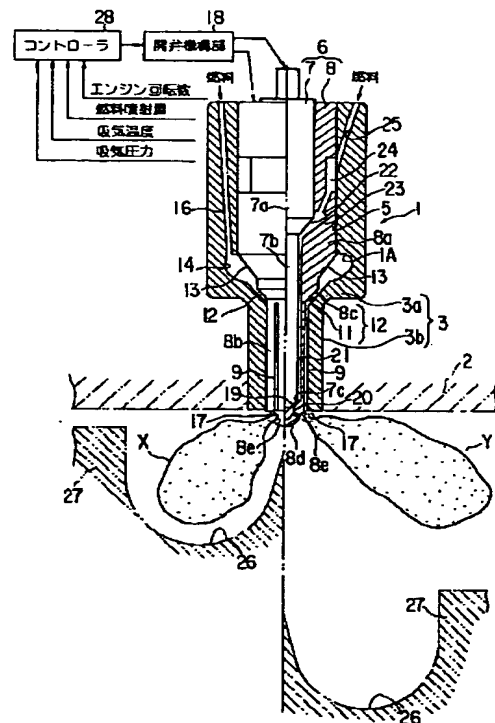
[Effect of the Invention] As explained above, according to invention according to claim 1, at the time of low and an inside load, it changes to premixing compression ignition combustion, low NOx and low black-smoke combustion are performed, it changes to the usual diesel combustion at the time of a heavy load, and an output fully comes to be secured.

[0035] So, the both sides of the effectiveness of premixing compression ignition combustion and the effectiveness of diesel combustion are fully being able to demonstrate, and can offer the diesel power plant excellent in an exhaust gas property and output characteristics.

[0036] According to invention according to claim 2, in addition to the above-mentioned effectiveness, premixing compression ignition combustion and diesel combustion can be changed further smoothly, carrying out minimum glue-stock control of the generation of NOx. According to invention according to claim 3, in addition to the above-mentioned effectiveness, the change to premixing compression ignition combustion and diesel combustion can be further performed by easy control.

[Translation done.]





## 【特許請求の範囲】

【請求項 1】 吸入行程の初期から圧縮行程の中期までの間で燃料を噴射する早期噴射、圧縮行程の上死点近傍で燃料を噴射する通常噴射が可能な燃料噴射部と、低・中負荷時は前記早期噴射に切り替え、高負荷時は前記通常噴射に切り替える切替手段とを具備したことを特徴とするディーゼルエンジン。

【請求項 2】 前記早期噴射と通常噴射との切り替えは、1 サイクル中に前記早期噴射と前記通常噴射との双方を行う多段噴射を経由して行われることを特徴とする請求項 1 に記載のディーゼルエンジン。

【請求項 3】 前記早期噴射と前記通常噴射との切り替えは、エンジンの筒内平均空気過剰率にしたがって行われることを特徴とする請求項 1 に記載のディーゼルエンジン。

## 【発明の詳細な説明】

## 【0001】

【発明の属する技術分野】 本発明は、予混合圧縮着火方式を採用したディーゼルエンジンに関する。

## 【0002】

【従来の技術】 ディーゼルエンジンでは、通常、圧縮行程の上死点近傍で燃料（軽油）を噴射させて、同燃料を圧縮熱で燃焼させるという、ディーゼル燃焼が行われている。このディーゼル燃焼は、燃料が燃えるまでの時間がかなり短いために、NOx、黒煙が多く発生しやすい。

【0003】 こうした NOx、黒煙を低減させるためには、例えば混合ガスを希薄にしてリーン燃焼させればよいことがわかってきた。そこで、この希薄燃焼を実現させるべく、近年、予混合圧縮着火方式を採用したディーゼルエンジンが提案されてきた。

【0004】 同エンジンの予混合圧縮着火方式は、早期に筒内に燃料を噴射し、時間をかけて燃料を筒内の空気にまぜて、筒内全体を均一な希薄混合気にしてから燃焼させようとするものである。具体的には、予混合圧縮着火燃焼は、例えば圧縮行程の初期に燃料を筒内に噴射し、同燃料を圧縮行程で気化混合させ、同圧縮行程の終わりで燃料予混合気を自着火させようとするものであるところが、予混合圧縮着火燃焼は、均一な希薄混合気を確保して始めて成立する燃焼なので、筒内の空気過剰率が大きくなるときの運転、すなわち低・中負荷という、限られたエンジン負荷の運転のときだけしか行えない。

【0005】 そこで、この対策として 2 段噴射を採用したディーゼルエンジンが提案されている（特開平 9-158810 号公報）。これは、エンジンの運転全域で、吸入行程の初期に、予備噴射と称して燃料を 1 度噴射して希薄混合気を形成し、続く圧縮行程の上死点付近（近傍）で主噴射と称して再度燃料を噴射させて、低負荷、中負荷、高負荷のいずれでも希薄混合気が形成される運転を可能としたものである。

## 【0006】

【発明が解決しようとする課題】 ところが、上死点近傍で噴射された燃料は、先に述べたように高濃度から理論空燃比の付近で燃焼するために、必ず NOx、黒煙の増大を伴う。このため、上記 2 段噴射式のディーゼルエンジンだと、上死点近傍で行われる主噴射が、予混合圧縮着火燃焼の利点、すなわち低・中負荷で発揮する低 NOx、低黒煙に優れた燃焼を損なってしまう。しかも、予備噴射による希薄混合気の形成は、逆にディーゼル燃焼の利点を損なう結果ともなるので、高負荷時には高出力が確保しにくく、排気ガス性能、出力特性のいずれの点で良いものとはいえなかった。こうした点の改善が求められている。

【0007】 本発明は上記事情に着目してなされたもので、その目的とするところは、予混合圧縮着火燃焼の効果、ディーゼル燃焼の効果の双方が十分に発揮し得るディーゼルエンジンを提供することにある。

## 【0008】

【課題を解決するための手段】 上記目的を達成するために請求項 1 に記載したディーゼルエンジンは、低・中負荷時には、吸入行程の初期から圧縮行程の中期までの間で燃料を噴射する早期噴射を行い、高負荷時には、圧縮行程の上死点近傍で燃料を噴射する通常噴射を行い、低・中負荷時には、低 NOx、低黒煙燃焼をもたらす予混合圧縮着火燃焼だけを行い、高負荷時には、高い出力が確保されるディーゼル燃焼だけを行い、予混合圧縮着火燃焼の効果とディーゼル燃焼の効果とが十分に発揮されるようにしたことにある。

【0009】 請求項 2 に記載のディーゼルエンジンは、さらに予混合圧縮着火燃焼とディーゼル燃焼とがスムーズに切替えられるよう、早期噴射と通常噴射との切り替えを、1 サイクル中に早期噴射と通常噴射との双方を行う多段噴射を経由して行うようにしたことにある。

【0010】 請求項 3 に記載のディーゼルエンジンは、さらに簡単な制御で、早期噴射と通常噴射との切り替えが行われるよう、早期噴射と通常噴射との切り替えを、エンジンの筒内平均空気過剰率にしたがって行うようにしたことにある。

## 【0011】

【発明の実施の形態】 以下、本発明を図 1 ないし図 4 に示す一実施形態にもとづいて説明する。図 1 は本発明を適用したディーゼルエンジンの燃料噴射ノズル回りを示し、図中 1 はシリンダヘッド 2 に装着された噴霧ノズル（本願の燃料噴射部に相当）である。

【0012】 この噴霧ノズル 1 には、早期噴射に適した噴霧パターン、通常噴射に適した噴霧パターンといった 2 種類の異なる噴霧パターンで、燃料（軽油）の噴霧が可能な可変噴霧ノズルが用いてある。

【0013】 この噴霧ノズル 1 の構造について説明すれば、図中 3 はノズルボディである。ノズルボディ 3 は、

上側に大径な筒部 3 a を有し、下側に小径な筒部 3 b を有して形成してある。そして、小径な筒部 3 b の下端部が、シリンダヘッド 2 の下面からシリンダ内に臨んでいる。

【 0 0 1 4 】 このノズルボディ 3 内の空間で形成されている針弁室 5 には、大小 2 種類の針弁を同心状に組み合わせた針弁部 6 が上下方向に摺動自在に収められている。この針弁部 6 には、針状の内側針弁 7 と、この内側針弁 7 の外周面に摺動自在に嵌挿された有底筒状の外側針弁 8 とを組み合わせた構造を用いてある。

【 0 0 1 5 】 具体的には、外側針弁 8 は、大径な筒部 3 a 内に収まる大径軸部 8 a と小径な筒部 3 b 内に収まる小径軸部 8 b とを有し、両軸部 8 a、8 b との境界部には円錐面 8 c が形成され、先端部が半球状に形成された有底筒形状をなしている。また半球状部 8 d の基部側には、複数個の噴孔、例えば 6 個の噴孔 8 e が周方向に所定の間隔で形成してある。そして、この半球状部 8 d が小径な筒部 3 b の下端から突き出ている。なお、小径軸部 8 b の直線部分の外径は、半球状部 8 d の外径より大きくしてある。また小径軸部 8 b の直線部分を形成する外周面には、上記半球状部 8 d の噴孔位置と対応して、それぞれ軸方向に延びるスリット状の溝部 9 が周方向沿いに並行に形成されている。各溝部 9 上端部は、円錐面 8 c まで延びている。そして、各溝部 9 の上端部が、円錐面 8 c を用いたシート部、すなわち円錐面 8 c とこれと接離するシール面 1 1 とを組み合わせて構成される外側シート部 1 2、その直上に形成してある受圧面 1 3 を囲むよう大径な筒部 3 a の内面に形成された油溜り部 1 4、さらに大径な筒部 3 a の周壁に形成された通路 1 6 を介して、燃料圧送部（図示しない）と連通している。また各溝部 9 の下端部（先端部）は、小径な筒部 3 b の先端（下端）からシリンダ内に開口し、噴孔 1 7 を形成している。そして、外側針弁 8 は、同外側針弁 8 を開閉動（上下動）させる開弁機構部 1 8（例えば燃料圧を利用して開弁させる機構）に接続され、同機構部 1 8 で行われる外側針弁 8 の開弁により、筒部端面の噴孔 1 7 から燃料が噴射できるようにしてある。

【 0 0 1 6 】 内側針弁 7 は、大径軸部 8 a 内に収まる太軸部 7 a と、小径軸部 8 b 内に収まる細軸部 7 b とを有した針状をなしている。細軸部 7 b の先端部（下端）には、噴孔 1 7 上流側の小径軸部 8 b の内面部分に形成してある円錐状のシール面 1 9 と組み合う円錐面 7 c が形成されていて、同部分には内側シート部 2 0 を構成している。そして、この内側シート部 2 0 は、細軸部 7 b の外周面と小径軸部 8 b の外周面との間に形成されている通路 2 1、その通路端の直上に形成してある受圧部 2 2 を囲むよう大径軸部 8 a の内面に形成された油溜り部 2 3、大径軸部 8 a の外周面に形成されている中継用の環状溝 2 4、さらに大径な筒部 3 a の周壁に形成された通路 2 5 を介して、上記燃料圧送部（図示しない）と連通

している。そして、内側針弁 7 も上記開弁機構部 1 8 に接続され、同機構部 1 8 で行われる内側針弁 7 の開弁により、外側針弁 8 の先端の噴孔 8 e から燃料を噴射できるようにしてある。

【 0 0 1 7 】 そして、各噴孔 8 e から横方向へ噴射される燃料によって、図 1 中の X で示されるように圧縮行程の上死点近傍に達したピストン上面のキャビティ 2 6

（燃焼室を形成する部分）内へ良好に燃料が噴霧されるようにしてある。つまり、通常のディーゼル燃焼に適した噴射が行われるようになっている（通常噴射）。また各噴孔 8 e から横方向へ噴射される燃料に各噴孔 1 7 から下方向へ噴射される燃料を衝突させるという、衝突噴射によって、吸入行程の初期から圧縮行程の中期までの間を用いて、図 1 中の Y に示されるような予混合圧縮着火燃焼に適した燃料の噴霧が行われるようにしてある（早期噴射）。具体的には、横方向の噴射流に下方向の噴射流を衝突させると、シリンダブロック 2 の下面に燃料が付着せず、かつ低貫徹力で、燃料の微細化が促進されながら、上死点から離れた地点にあるピストン 2 7 のキャビティ 2 6 へ向かう最適な噴霧角で噴霧が行われるようになる。

【 0 0 1 8 】 これにより、1 本の可変式の噴霧ノズル 1 で、それぞれ異なる噴霧特性をもつ 2 種類の噴霧パターンで、予混合圧縮着火燃焼に最適な早期噴射と、ディーゼル燃焼に最適な通常噴射とが最適に行えるようにしてある。

【 0 0 1 9 】 また噴霧ノズル 1 の開弁機構部 1 8 には、コントローラ 2 8（例えばマイクロコンピュータよりなる）が接続され、同コントローラ 2 8 により、開弁機構部 1 8 を制御して、低・中負荷時（低温始動時を除く）には早期噴射が行われ、高負荷時には通常噴射が行われるようにしてある。この早期噴射と通常噴射との切り替えには、ディーゼルエンジンの筒内平均空気過剰率を用いて切替える制御が採用されている。具体的には、コントローラ 2 8 には、例えばディーゼルエンジンの回転数、同じく燃料噴射量、同じく吸気温度、同じく吸気圧力から筒内平均空気過剰率を算出する機能と、エンジンの低・中負荷域と高負荷域とで噴霧パターンを切替えるための例えば燃料性状などを考慮した空気過剰率値から定めた噴射パターン切替設定入値と、同設定入値をディーゼルエンジンの EGR 率で補正する機能とが設定されている。またコントローラ 2 8 には、補正した噴射パターン切替設定入値と、算出された筒内平均空気過剰率との対比により、低・中負荷時には早期タイミングの噴射、例えば圧縮行程中期での噴射（早期噴射）に切り替え、高負荷時には圧縮行程の上死点近傍だけの噴射である通常噴射に切替える機能とが設定してある。これにより、低・中負荷において予混合圧縮着火燃焼が行われ、高負荷において通常のディーゼル燃焼が行われるようにしている。またコントローラ 2 8 には、低・中負荷時の

早期噴射と高負荷時の通常噴射との切替えの際、1 サイクル中に例えば上記早期噴射と上記通常噴射との双方を用いた多段噴射を経由してから切替えを行う機能が設定されている。この機能にて、予混合圧縮着火燃焼からディーゼル燃焼へ、ディーゼル燃焼から予混合圧縮着火燃焼へのいずれの燃焼でもクッションとなる多段燃焼を介在させてから移行させるようにしてある。

【0020】こうした早期噴射／通常噴射に切替える制御が図2のフローチャートに示されている。つぎに、同フローチャートにもとづいて噴射パターンの切替えを説明する。

【0021】ディーゼルエンジンの運転中、コントローラ28は、ステップS1に示されるようにエンジン回転数、燃料噴射量、吸気温度、吸気圧力を読み取り、続くステップS2でこれら検出値を用いて筒内平均空気過剰率を算出する。

【0022】一方、ステップS3では、予め燃料性状などから設定してある、噴射パターンを切替えるための筒内平均空気過剰率 $\lambda$ 値、具体的には噴射パターン切替設定値 $\alpha$ 、 $\beta$ を読み込み、これら設定値 $\alpha$ 、 $\beta$ を現在のエンジンのEGR率で補正する。

【0023】ここで、設定値 $\alpha$ はエンジンの低・中負荷と高負荷との境を規定する閾値であり、設定値 $\beta$ は燃焼の切替えを滑らかに行う多段噴射の領域を規定する閾値であり、続くステップS4、5で、これら閾値 $\alpha$ 、 $\beta$ と先の算出された筒内平均空気過剰率 $\lambda$ とが対比されている。

【0024】そして、筒内平均空気過剰率 $\lambda$ と閾値 $\alpha$ 、 $\beta$ とを対比した結果、算出した筒内平均空気過剰率 $\lambda$ が閾値 $\alpha$ より高く、ディーゼルエンジンが低・中負荷と判定されると、コントローラ28は、ステップS4からステップS6へ進み、開弁機構部18を制御して、例えば図3(a)に示されるように内側針弁7と外側針弁8との双方を圧縮行程の中期で開弁させる。これにより、燃料は、噴霧ノズル1の先端部から衝突噴射、具体的には各噴孔8e、17から噴射される燃料が互いに衝突して予混合圧縮着火燃焼に最適な噴霧パターンを形成しながら筒内へ噴射される。

【0025】これにより、低・中負荷時には早期噴射だけが行われ、予混合圧縮着火燃焼、すなわち燃料を圧縮行程で気化混合させて、同圧縮行程の終わりで燃料予混合気を自着火させる燃焼が行われる。

【0026】その後、算出した筒内平均空気過剰率 $\lambda$ が低くなり、ディーゼルエンジンが高負荷と判定されると、コントローラ28は、図3(b)に示されるような多段燃焼領域を介在させてから、図3(c)に示されるような通常のディーゼル燃焼に切替える。

【0027】すなわち、コントローラ28で高負荷と判定されると、ステップS5からステップS7へ進み、開弁機構部18を制御して、図3(b)に示されるように

例えば吸入行程の中期で内側針弁7と外側針弁8との双方を開弁、続く圧縮行程の上死点近傍で内側針弁7だけを開弁させる。これにより、燃料は、早期噴射(衝突噴射)と通常噴射とによって多段に噴射される(1サイクル中)。

【0028】これにより、多段燃焼が行われる。そして、筒内平均空気過剰率 $\lambda$ が、通常燃焼へ移行する設定値 $\beta$ を越えると、コントローラ28は、ステップS8へ進み、図3(c)に示されるように通常噴射(圧縮行程の上死点近傍で内側針弁7だけを開弁)だけを行う。これにより、ディーゼル燃焼に切り替わり、高負荷の間は、ディーゼル燃焼が継続する。

【0029】なお、高負荷から低・中負荷へ切り替わる際にも、同様に多段噴射が途中に介在されてから(多段燃焼)、予混合圧縮着火燃焼へ移るものである。このように低・中負荷時には早期噴射に切替え、高負荷時には通常噴射に切替えることより、低・中負荷時には予混合圧縮着火燃焼による低NOx、低黒煙燃焼が実現され、高負荷時にはディーゼル燃焼による出力確保が実現されるようになる。実験によれば、図4中の実線に示されるようにディーゼルエンジンの低・中負荷域では、予混合圧縮着火燃焼が十分に発揮されたことの証として、NOxの生成が格段に抑制されたこと、排煙(黒煙)の発生が格段に抑制されたことが確認され、高負荷域では、ディーゼル燃焼が十分に発揮されたことの証として、従来のディーゼル燃焼のときと同じ高い出力が確保されたことが認められた。さらに、多段燃焼によって切替えの際、低NOx、低黒煙燃焼の悪化を抑えた切替えが行われたことも認められた。

【0030】それ故、予混合圧縮着火燃焼の効果とディーゼル燃焼の効果とを十分に発揮させることができる。この結果、排ガス特性ならびに出力特性の双方に優れたディーゼルエンジンを提供できる。特に予混合圧縮着火燃焼で求められる噴霧特性、ディーゼル燃焼で求められる噴霧特性が得られるよう、早期噴射と通常噴射の噴霧パターンを可変させたので、一層、優れた排ガス特性ならびに出力特性が実現できる。

【0031】しかも、予混合圧縮着火燃焼と通常のディーゼル燃焼との切替えは、両燃焼の間である多段噴射による多段燃焼領域を経由して行うので、スムーズな切替えが行える。そのうえ、多段燃焼領域は、希薄燃焼を含んでいるので、NOx、黒煙の悪化は最小限ですむ。

【0032】加えて、同切替えは、ディーゼルエンジンの筒内平均空気過剰率にしたがって行うようにしたので、簡単な制御である。なお、一実施形態では、圧縮行程の中期や吸入行程の中期に燃料を噴射する早期噴射を例に挙げたが、これに限らず、早期噴射は吸入行程の初期から圧縮行程の中期までの間で行われればよい。

【0033】また一実施形態では、1本の可変噴霧ノズルを用いて、混合圧縮着火燃焼と通常のディーゼル燃焼

とで噴霧特性を異ならせたが、これに限らず、複数の噴霧ノズルを用いて噴霧特性を異ならせるようにしてもよい。また一実施形態では、筒内に直接、燃料を噴射させるエンジンに適用したが、それ以外、例えば吸気管へ燃料を噴射するエンジンに適用してもよい。

【0034】

【発明の効果】以上説明したように請求項1に記載の発明によれば、低・中負荷時には予混合圧縮着火燃焼に切り替わって、低NO<sub>x</sub>、低黒煙燃焼が行われ、高負荷時には通常のディーゼル燃焼に切り替わって、出力が十分に確保されるようになる。

【0035】それ故、予混合圧縮着火燃焼の効果、ディーゼル燃焼の効果の双方が十分に発揮できるようになり、排ガス特性、出力特性に優れたディーゼルエンジンを提供できる。

【0036】請求項2に記載の発明によれば、さらに上記効果に加え、NO<sub>x</sub>の生成を最小限に抑制しつつ予混合圧縮着火燃焼とディーゼル燃焼とをスムーズに切替

えることができる。請求項3に記載の発明によれば、さらに上記効果に加え、簡単な制御で、予混合圧縮着火燃焼とディーゼル燃焼との切替えを行うことができる。

【図面の簡単な説明】

【図1】本発明の一実施形態に係るディーゼルエンジンの噴霧ノズル回りの構造を示す図。

【図2】同噴霧ノズルの噴霧パターンを低・中負荷と高負荷とで切替える制御を説明するためのフローチャート。

【図3】同制御によりエンジン負荷条件に応じて行われる早期噴射、多段噴射、通常噴射を説明するための図。

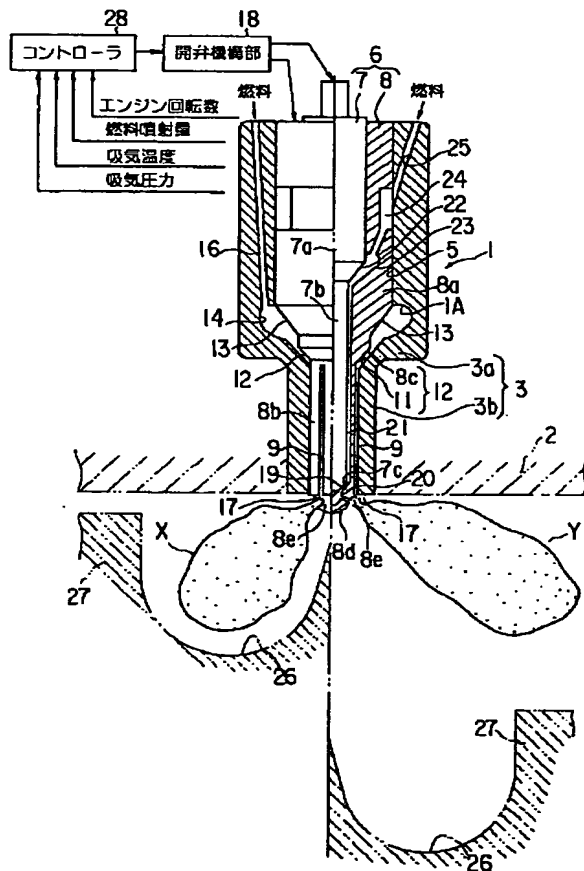
【図4】同早期噴射、多段噴射、通常噴射で行われる燃焼がもたらす低NO<sub>x</sub>、低黒煙燃焼、高出力を説明するための図。

【符号の説明】

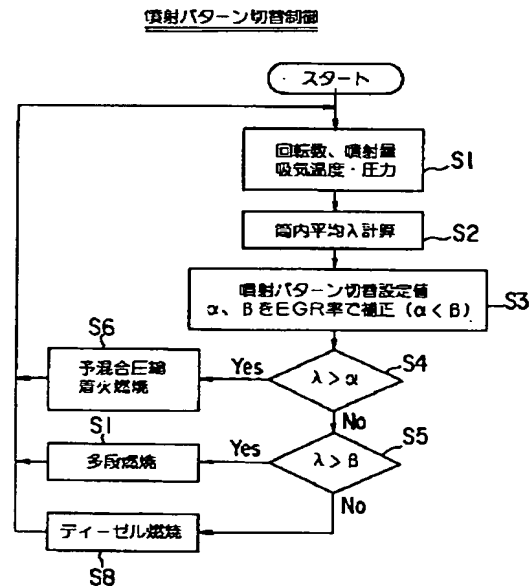
1…噴霧ノズル（燃料噴射部）

18、28…開弁機構、コントローラ（切替手段）。

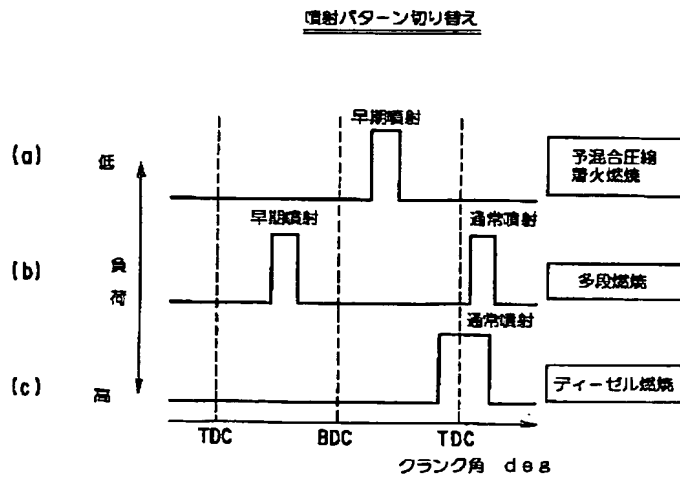
【図1】



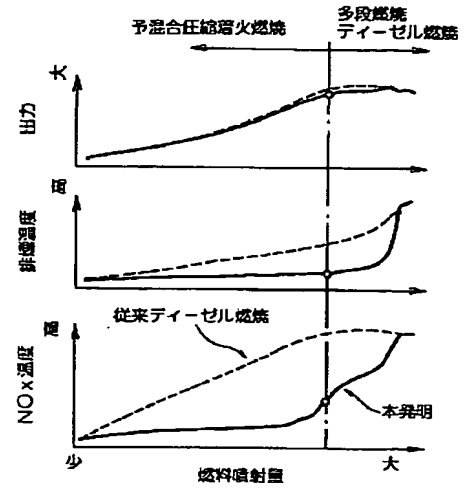
【図2】



【図 3】



【図 4】



フロントページの続き

(72)発明者 庄司 武志  
東京都港区芝五丁目33番 8 号 三菱自動車  
工業株式会社内

(72)発明者 武田 好央  
東京都港区芝五丁目33番 8 号 三菱自動車  
工業株式会社内